

none none none

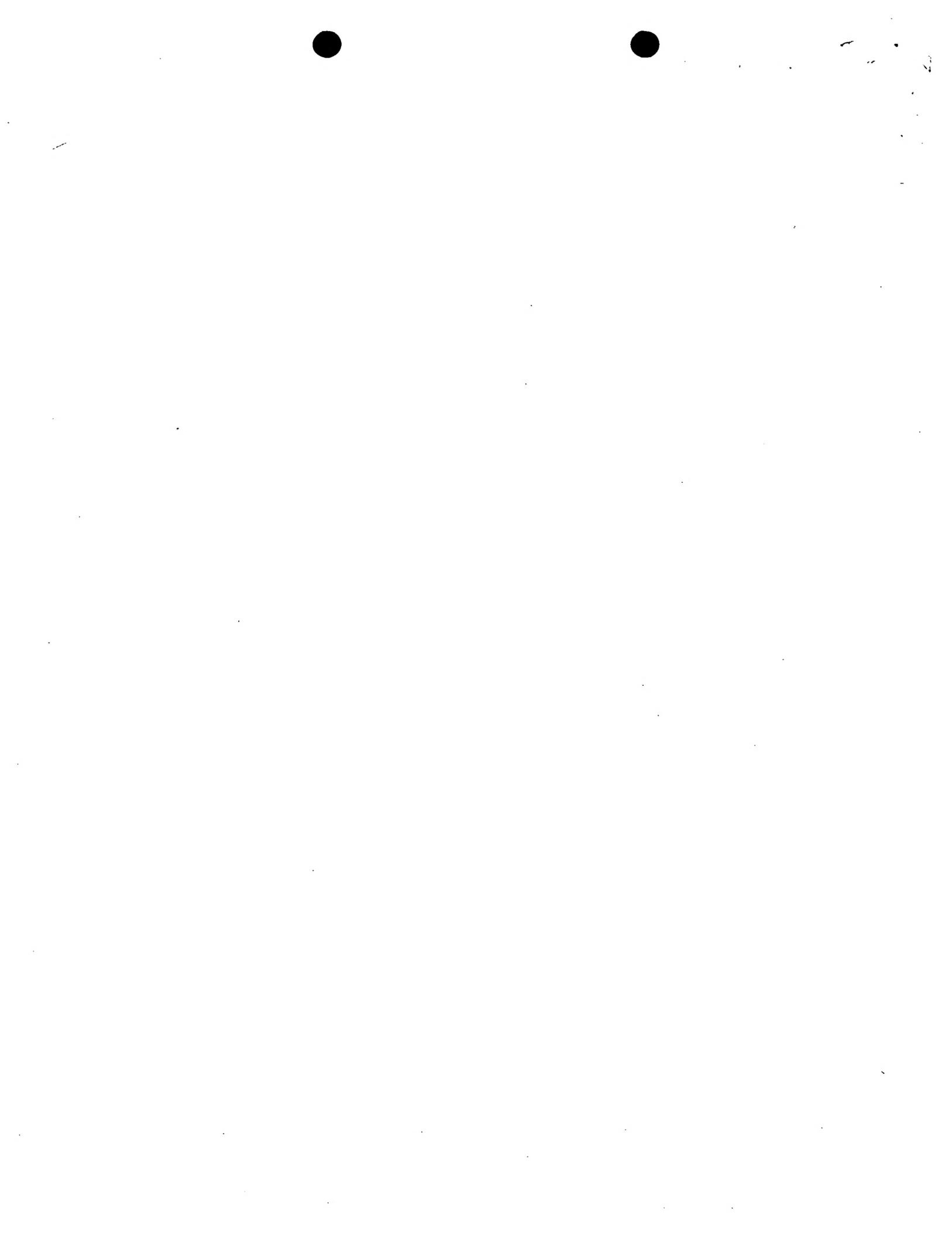
© EPODOC / EPO

- PN - DE4022839 A 19920123
PD - 1992-01-23
PR - DE19904022839 19900718
OPD - 1990-07-18
TI - Limited slip vehicle differential - uses hydraulic displacement coupling connected to pump, driven at constant speed ratio from differential input shaft
AB - The vehicle differential (1) has a coupling (15) limiting the relative rotation of the differential output shafts (12a,13a). The coupling torque transmission is controlled dependent on the vehicle operating conditions.
- The coupling is formed as a circulation displacement machine, hydraulically connected to a pump (8). The pump is driven at a constant speed ratio (via 3) from the differential input shaft (2).
- USE/ADVANTAGE - Limited clip differential for vehicle with improved control between the output shafts, esp. in tight curves.
IN - BOLL WOLF DR ING (DE)
PA - DAIMLER BENZ AG (DE)
EC - B60K23/04 ; F16H1/455
IC - B60K17/20 ; B60K23/04 ; F16H1/445
CT - DE3212495 C []; DE845904 C []; DE3926487 A1 []; US4676336 A []; US2532757 A []
CTNP - [] DE-Buch: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 14.Aufl., Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York 1981, S. 508-523

© WPI / DERWENT

- TI - Limited slip vehicle differential - uses hydraulic displacement coupling connected to pump, driven at constant speed ratio from differential input shaft
PR - DE19904022839 19900718
PN - DE4022839 A 19920123 DW199205 000pp
- DE4022839 C2 19950831 DW199539 F16H48/26 008pp
PA - (DAIM) MERCEDES-BENZ AG
IC - B60K23/04 ;F16H48/26
IN - BOLL W
AB - DE4022839 The vehicle differential (1) has a coupling (15) limiting the relative rotation of the differential output shafts (12a,13a). The coupling torque transmission is controlled dependent on the vehicle

none none none



none

none

none

operating conditions.

- The coupling is formed as a circulation displacement machine, hydraulically connected to a pump (8). The pump is driven at a constant speed ratio (via 3) from the differential input shaft (2).
- USE/ADVANTAGE - Limited clip differential for vehicle with improved control between the output shafts; esp. in tight curves. (7pp Dwg.No.1/5)

OPD - 1990-07-18

AN - 1992-033522 [37]

none

none

none





(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) Offenlegungsschrift
(10) DE 40 22 839 A 1

(51) Int. Cl. 5:
B 60 K 17/20
F 16 H 1/445
B 60 K 23/04
// B60T 8/32

(21) Aktenzeichen: P 40 22 839.8
(22) Anmeldetag: 18. 7. 90
(43) Offenlegungstag: 23. 1. 92

DE 40 22 839 A 1

(71) Anmelder:
Mercedes-Benz Aktiengesellschaft, 7000 Stuttgart,
DE

(72) Erfinder:
Boll, Wolf, Dr.-Ing., 7056 Weinstadt, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- (54) Ausgleichsgetriebe der Umlaufräderbauart mit einer Kupplungsvorrichtung zur Begrenzung der Relativdrehzahlen der ausgangsseitigen Getriebeglieder
- (57) Bei einem Ausgleichsgetriebe der Umlaufräderbauart für die Kraftübertragung in Kraftfahrzeugen ist die gegenseitige Relativdrehzahl der ausgangsseitigen Getriebeglieder durch eine als Kupplungsvorrichtung verwendete Umlaufverdrängermaschine eines hydrostatischen Getriebes bestimmt, dessen als Pumpe arbeitende Verdrängermaschine in einem konstanten Übersetzungsverhältnis zur Drehzahl des ein- gangsseitigen Getriebegliedes angetrieben ist.

DE 40 22 839 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Ausgleichsgetriebe nach dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Aus der DE-PS 32 12 495 sind Ausgleichsgetriebe dieser Art bekannt, welche wirkungsmäßig für den Drehzahlausgleich zwischen den Achsantrieben zweier Fahrzeugachsen als auch zwischen den Fahrzeugrädern einer Fahrzeugachse geeignet und jeweils durch eine Lamellenkupplung mehr oder weniger sperrbar sind, die durch ein Druckmittel-Stellglied betätigbar ist, das in Abhängigkeit von Parametern des Fahrzustandes wie dem Ansaugrohrdruck des Antriebsmotors, dem geschalteten Getriebegang, dem Bremsdruck der Fahrzeugsbremsen und dem Lenkwinkel von einer elektronischen Steuereinheit gesteuert wird.

Aus der DE-PS 8 45 904 ist es bekannt, eine elektromagnetisch in Abhängigkeit vom Lenkwinkel betätigbare Schlupf (Reib)-Kupplung durch je eine Zahnradstufe mit den beiden ausgangsseitigen Getriebegliedern eines in Kegelradbauweise gestalteten Ausgleichsgetriebes der gattungsgemäßen Art antriebsmäßig zu verbinden.

Die US-PS 46 76 336 betrifft ein ohne Ausgleichsgetriebe arbeitendes Verteilergetriebe für Kraftfahrzeuge mit einer permanent angetriebenen Fahrzeugachse, bei dem eine hydrostatische Umlaufverdrängermaschine als Kupplungsvorrichtung zwischen zwei Antriebswellen wirkungsmäßig eingeschaltet ist, von denen die eine vom Achsantrieb einer zuschaltbaren zweiten Fahrzeugachse in einem konstanten Übersetzungsverhältnis angetrieben und mit der Welle der Umlaufverdrängermaschine gekuppelt ist, während die andere Antriebswelle von dem Achsantrieb der permanent angetriebenen Fahrzeugachse in einem konstanten Übersetzungsverhältnis angetrieben und mit dem umlaufenden Gehäuse der Umlaufverdrängermaschine gekuppelt ist. Bei Drehzahlgleichheit an den beiden Antriebswellen tritt keine Förderung in der als Pumpe geschalteten Umlaufverdrängermaschine auf, so daß die Antriebswelle der zuschaltbaren Fahrzeugachse ohne Antriebsmoment ist. Lediglich bei auftretenden Relativdrehzahlen zwischen den mit der hydrostatischen Pumpe verbundenen Antriebswellen erfolgt eine Verdrängung des hydrostatischen Arbeitsmittels unter Aufbau eines hydrostatischen Druckes, über den eine Drehmomentübertragung zwischen den beiden Antriebswellen erfolgt. Der hydrostatische Druck und damit das Sperrmoment zwischen den beiden Antriebswellen ist durch eine elektronische Steuereinheit einstellbar, welche Signale von der Drehzahl des Antriebsmotors, von den Drehzahlen der mit der Umlaufverdrängermaschine verbundenen beiden Antriebswellen, von der Motorlast (Drosselklappenwinkel), von der Stellung des Bremspedales und vom Lenkwinkel verarbeitet.

Der Nachteil der bekannten Ausgleichsgetriebe und des bekannten Verteilergetriebes zeigt sich vor allem in engen Kurven, wo der Sperrwert so geregelt werden müßte, daß das durchgleitende Rad bzw. die durchgleitende Achse weder zu schnell noch zu langsam dreht.

Ausgleichsgetriebe, welche diese Forderung erfüllen, sind bisher nicht bekannt.

Durch das Ausgleichsgetriebe nach der Erfindung gemäß den Merkmalen von Patentanspruch 1 sind diese Nachteile vermieden.

Das Ausgleichsgetriebe nach der Erfindung arbeitet nach dem Prinzip, daß jedem angetriebenen Rad innerhalb eines engen Spielraumes eine Drehzahl aufgezwungen wird, die sich aus der Bewegungskinematik

ergibt. Dies ist bei dem erfindungsgemäßen Ausgleichsgetriebe dadurch erreicht, daß einem herkömmlichen Ausgleichsgetriebe (Differential) ein Hydraulikgetriebe in der Weise parallelgeschaltet ist, daß es im schlupffreien Fahrbetrieb ohne Last leer mitläuft und erst beim Durchgleiten eines Rades einen kinematischen Zwangslauf gewährleistet.

Dies kann so verwirklicht sein, daß ein Hydromotor innerhalb eines Gehäuses umläuft und mit seiner Welle 10 auf das eine ausgangsseitige Getriebeglied des Ausgleichsgetriebes wirkt, während das umlaufende Motorgehäuse sich am anderen ausgangsseitigen Getriebeglied abstützt.

Eine Differenzbewegung zwischen Welle und Gehäuse 15 findet nur statt, wenn die ausgangsseitigen Getriebeglieder unterschiedlich schnell drehen.

Diese Differenzbewegung erfordert einen vorwärts oder rückwärts fließenden Fluidstrom in den Leitungen des hydrostatischen Getriebes, welcher von einer Verstellpumpe entsprechend Lenkwinkel, Fahrgeschwindigkeit und jeweiligen dynamischen Radumfängen vorgegeben wird.

Förderrichtung und -menge werden vom Stellglied der Verstellpumpe eingestellt.

Bei einfachen Anlagen genügt ein mechanischer Antrieb vom Lenkgetriebe; aufwendigere Anlagen können ein elektrisches oder elektrohydraulisches bzw. pneumatisches Stellglied vorsehen, welches Zusatzeinflüsse wie unterschiedliche Radumfänge berücksichtigt, indem es von einer Regelelektronik angesteuert wird, welche u. a. Signale von den Drehzahlen der ausgangsseitigen Getriebeglieder sowie des Lenkwinkels, der Laststellung des Fahrspedales und des Bremslichtschalters und/oder der ABS-Anlage verarbeitet.

Bei einer ABS-Bremse wird ein Drosselventil, welches im Normalbetrieb nur einen geringen Querschnitt zwischen jeweiliger Saug- und Druckleitung des hydrostatischen Getriebes freigibt, voll geöffnet. Der geringe Querschnitt im Normalbetrieb ist erforderlich, damit Verspannungen bei leichten Regelabweichungen verhindert werden, ein gewisser erwünschter Vortriebsschlupf am durchgleitenden Rad zugelassen wird (zwecks Vortriebskraftvergrößerung), eine ständige Nullung (Berücksichtigung der unterschiedlichen Reifengrößen) möglich ist, indem ein Durchflußmengenmesser solange Signal gibt, bis das Stellglied die richtige Förderstellung gefunden hat.

Während bei der Ausgestaltung nach Patentanspruch 2 Ausgleichsgetriebe und Umlaufverdrängermaschine als baulich getrennte bzw. durch zwei Zahnradstufen getrieblich verbundene Aggregate verwendet sein können, sind durch die bauliche Zusammenfassung dieser beiden Aggregate gemäß den Patentansprüchen 3 und 4 räumliche und kostenmäßige Vorteile erreicht.

Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung von zwei in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen. In der Zeichnung bedeuten

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels eines Ausgleichsgetriebes nach der Erfindung.

Fig. 2 eine schematische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels eines Ausgleichsgetriebes nach der Erfindung anhand eines Teil-Schnittes durch ein Achsgehäuse in einer die Zentralachse des Ausgleichsgetriebes enthaltenden Schnittebene.

Fig. 3 eine schematische Darstellung des Ausgleichsgetriebes nach der zweiten Ausführungsform anhand

eines die Zentralachse enthaltenden Teil-Schnittes nach Linie III-III in Fig. 2.

Fig. 4 einen Querschnitt durch das Ausgleichsgetriebe nach dem zweiten Ausführungsbeispiel nach Linie IV-IV von Fig. 3, und

Fig. 5 ein Umlaufrad des Ausgleichsgetriebes nach dem zweiten Ausführungsbeispiel in Ansicht in Einzeldarstellung.

Unter Bezugnahme auf Fig. 1 wird zunächst das Ausgleichsgetriebe nach dem ersten Ausführungsbeispiel erläutert.

Eine von einem Antriebsmotor über ein Gangwechselgetriebe in der üblichen Weise angetriebene Kardanwelle 2 ist über ein Gelenk 2a mit einer Ritzelwelle 2b verbunden, welche in bekannter Weise mit einem Ritzel ein Tellerrad eines Ausgleichsgetriebes 1 antreibt. Dieses Tellerrad ist mit dem umlaufenden Ausgleichsgetriebegehäuse drehfest verbunden, welches die Umlaufräder — bspw. in Form von Kegelrädern — lagert und somit das Eingangsglied bzw. Summenglied des Ausgleichsgetriebes bildet. Die mit den Umlaufrädern kämmenden zentralen ausgangsseitigen Getriebeglieder (Kegelräder) sind jeweils drehfest mit einem Abtriebswellenstumpf 12a bzw. 13a verbunden, welcher seinerseits über ein Antriebsgelenk 12b bzw. 13b mit einer ein bei 10 bzw. 11 angedeuteten Fahrzeugrad antreibenden Antriebshalbwelle 12 bzw. 13 in Antriebsverbindung steht.

Das mit dem Abtriebswellenstumpf 12a drehfest verbundene ausgangsseitige Getriebeglied ist über eine Zahnradstufe 14b mit dem umlaufenden Gehäuse einer hydrostatischen Umlaufverdrängermaschine 15 antriebsmäßig verbunden, deren Welle über eine Zahnradstufe 14a mit dem mit dem Abtriebswellenstumpf 13a drehfest verbundenen ausgangsseitigen Getriebeglied (Kegelrad) des Ausgleichsgetriebes 1 antriebsmäßig verbunden ist.

Die Umlaufverdrängermaschine 15 ist durch Leitungen 16 mit einer als Verstellpumpe arbeitenden umsteuerbaren hydrostatischen Verdrängermaschine 8 hydraulisch verbunden, welche über eine Zahnradstufe 3 von der Ritzelwelle 2b angetrieben ist, deren Drehzahl über den besagten Ritzel-Tellerrad-Antrieb in einem festen Übersetzungsverhältnis zur Drehzahl des Ausgleichsgetriebegehäuses steht, welches das Eingangsglied des Ausgleichsgetriebes 1 bildet.

Die Verstellpumpe 8 wird durch ein Stellglied 9 betätigt, das durch eine elektronische Steuereinheit gesteuert wird, welche Signale unter Vermittlung von Sensoren 10a, 11a über die Raddrehzahlen sowie Signale über den Lenkwinkel, die Motorlast und/oder die Drehmomentanforderung hinsichtlich der Fahrpedalstellung sowie die Bremsbetätigung verarbeitet. Die Steuereinheit bringt bei einer ABS-Bremsung ein Drosselventil 17 in eine die beiden Leitungen 16 miteinander verbindende Abschaltstellung, um den kinematischen Zwangslauf der ausgangsseitigen Getriebeglieder des Ausgleichsgetriebes 1 aufzuheben.

Die Leitungen 16 sind ferner durch eine Ventileinheit 21 zur Begrenzung des hydraulischen Druckes und somit des Momentes des hydrostatischen Motoren 15 miteinander verbunden.

An das im geschlossenen Kreislauf geschaltete Leitungssystem 16 ist in der üblichen Weise eine ebenfalls durch die Zahnradstufe 3 angetriebene Speisepumpe 4 sowie ein Windkessel 7 unter Vermittlung von Rückschlagventilen 6 angeschlossen, wobei die Speisepumpe 4 aus einem Vorratsbehälter 5 ansaugt, welcher ebenso

wie der hydrostatische Motor 15 in das Ausgleichsgetriebe 1 baulich integriert sein kann.

Das zweite Ausführungsbeispiel stimmt bis auf die Anordnung und die Ausgestaltung der Umlaufverdrängermaschine mit dem ersten Ausführungsbeispiel überein. Für übereinstimmende Merkmale des zweiten Ausführungsbeispieles sind Bezugszahlen verwendet, welche jeweils um den Betrag 100 gegenüber den Bezugszahlen der entsprechenden Merkmale des ersten Ausführungsbeispieles vermehrt sind. Im übrigen wird hinsichtlich Ausgestaltung und Wirkungsweise des zweiten Ausführungsbeispieles auf die voranstehende Beschreibung des ersten Ausführungsbeispieles verwiesen.

Unter Bezugnahme auf die Fig. 2 bis 5 sind in einem Achsgehäuse 122 einer Hinterachse eines Kraftfahrzeuges eine mit einem Ritzel 127 einteilig ausgebildete Ritzelwelle 102b mittels einer Lageranordnung 123 sowie die beiden Lagerhälse 129 und 130 eines Getriebegehäuses 126 eines Ausgleichsgetriebes 101 mittels je einer Lageranordnung 123 bzw. 125 drehbar gelagert. Das Getriebegehäuse 126 ist in der üblichen Weise mit einem Tellerrad 128 drehfest verbunden, welches mit dem Ritzel 127 kämmt.

Im Bereich seiner die Lagerhälse 129 und 130 aufnehmenden Zentralbohrungen ist das Getriebegehäuse 126 mit je einer zur Zentralachse 137-137 des Ausgleichsgetriebes 101 zentrischen inneren Umfangsnut 131 bzw. 132 versehen, welche jeweils über einen Gehäusekanal 133 bzw. 134 mit einem Gehäuseanschluß 135 bzw. 136 kommunizieren, an welche das zu der hydrostatischen Verdrängerpumpe in 8 (Fig. 1) führende Leitungssystem 116 angeschlossen ist.

Am Außenumfang des sich mit der Umfangsnut 131 in Überdeckung befindlichen Abschnittes 138 des Lagerhalses 129 münden drei Gehäusekanäle 140, 141 und 142 des Getriebegehäuses 126 aus, welche von je einem als Umlaufverdrängermaschine 115 verwendeten Zahnradmotor im Getriebegehäuse 126 ausgehen. Am Außenumfang des sich mit der Umfangsnut 132 in Überdeckung befindlichen Abschnittes 139 des Lagerhalses 130 münden drei weitere Gehäusekanäle 143, 144 und 145 des Getriebegehäuses 126 aus, welche ebenfalls von jeweils einem der Zahnradmotoren 115 ausgehen.

Im Getriebegehäuse 126 sind drei Umlaufräder-Paare 118 gelagert, welche aus zwei Umlaufrädern 119 und 120 der Stirnräder-Bauart bestehen, die jeweils zwei durch einen mittleren Bund 148 voneinander getrennte Verzahnungsabschnitte 146 und 147 aufweisen. Die Verzahnungsabschnitte 147 der beiden Umlaufräder 119 und 120 eines Umlaufräder-Paars 118 kämmen unmittelbar miteinander.

Der Verzahnungsabschnitt 146 des einen Umlaufrades 119 des jeweiligen Umlaufräder-Paars 118 kämmt jeweils mit einem Zentralrad 149 der Stirnräder-Bauart, welches mit dem einen Abtriebswellenstumpf 112a des Ausgleichsgetriebes 101 drehfest verbunden ist.

Der Verzahnungsabschnitt 146 des anderen Umlaufrades 120 des jeweiligen Umlaufräder-Paars 118 kämmt jeweils mit einem Zentralrad 150 der Stirnräder-Bauart, welches mit dem anderen Abtriebswellenstumpf 113a des Ausgleichsgetriebes 101 drehfest verbunden ist.

Die miteinander kämmenden Verzahnungsabschnitte 147 der beiden Umlaufräder 119 und 120 eines jeweiligen Umlaufräder-Paars 118 bilden den hydrostatischen Zahnradmotor 115. Die Gehäusekanäle 140, 141 und 142 (welche alle drei mit dem Gehäuseanschluß 135 in der beschriebenen Weise verbunden sind) gehen von der

einen der beiden Druckmittel führenden Kammern (Saugkammer und Druckkammer) am Verzahnungseingriff der beiden Verzahnungsabschnitte 147 des jeweiligen Zahnradmotoren 115 aus — während die mit dem anderen Gehäuseanschluß 136 verbundenen drei Gehäusekanäle 143, 144 und 145 von der anderen Druckmittel führenden Kammer am Verzahnungseingriff der Verzahnungsabschnitte 147 des jeweiligen Zahnradmotoren 115 ausgehen. Je nach Drehsinn der Umlaufräder 119, 120 relativ zum Getriebegehäuse 126 arbeitet die 10 eine der beiden Kammern in bekannter Weise entweder als Saug- oder als Druckkammer, während die andere Kammer dann als Druck- oder Saugkammer geschaltet ist.

Im übrigen arbeiten die Zahnradmotoren 115 in genau der gleichen Weise wie die Umlaufverdrängermaschine 15 bei dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1.

Im übrigen sind Anordnung, bauliche Gestaltung und Arbeitsweise von hydrostatischen Getrieben allgemein bekannt, bspw. durch Dubbel "Taschenbuch für den Maschinenbau", 14. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1981, Seiten 508 bis 523.

Patentansprüche

25

1. Ausgleichsgetriebe der Umlaufräderbauart für die Kraftübertragung in Kraftfahrzeugen, mit einer in ihrer Drehmomentübertragungsfähigkeit in Abhängigkeit von Parametern des Fahrzustandes steuerbaren Kupplungsvorrichtung zur Begrenzung der gegenseitigen Relativdrehzahl der beiden ausgangsseitigen Getriebeglieder, dadurch gekennzeichnet, daß als Kupplungsvorrichtung eine Umlaufverdrängermaschine (15) eines hydrostatischen Getriebes verwendet und eine als Pumpe an 30 die Umlaufverdrängermaschine (15) hydraulisch angeschlossene Verdrängermaschine (8) in einem konstanten Übersetzungsverhältnis zur Drehzahl des eingangsseitigen Getriebegliedes angetrieben ist.

40

2. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das eine ausgangsseitige Getriebeglied mit der Welle und das andere ausgangsseitige Getriebeglied mit dem Gehäuse der zugehörigen Umlaufverdrängermaschine (15) verbunden ist.

45

3. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Umlaufverdrängermaschine (115) in das Ausgleichsgetriebe (101) integriert ist und mit den ausgangsseitigen Getriebegliedern (Zentralräder 149 und 150) direkt in Antriebsverbindung steht.

50

4. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Umlaufräder (119, 120) als Verdrängerelemente der Umlaufverdrängermaschine (115) verwendet sind.

55

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

60

65

- Leerseite -

Fig. 1

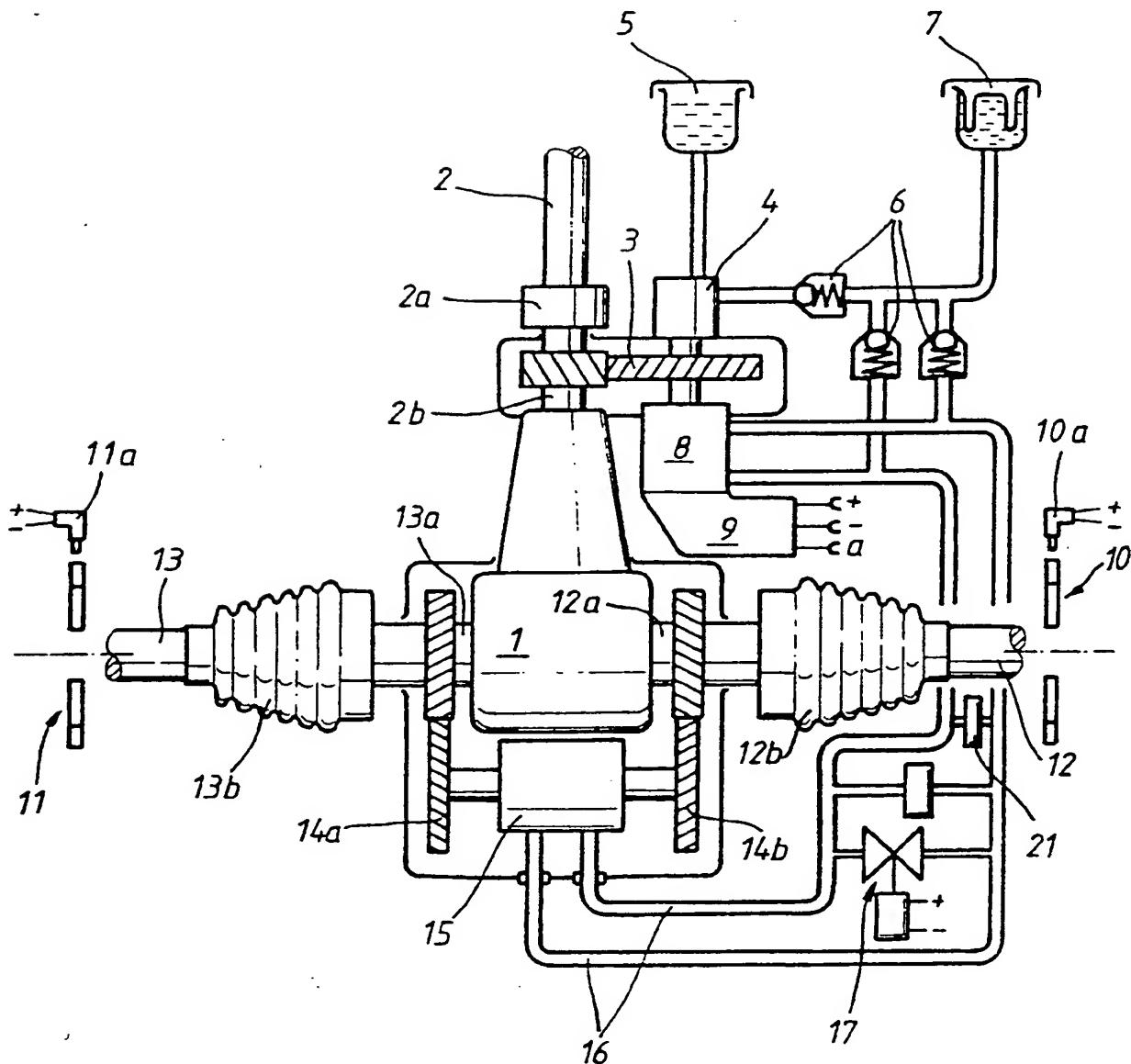


Fig. 2

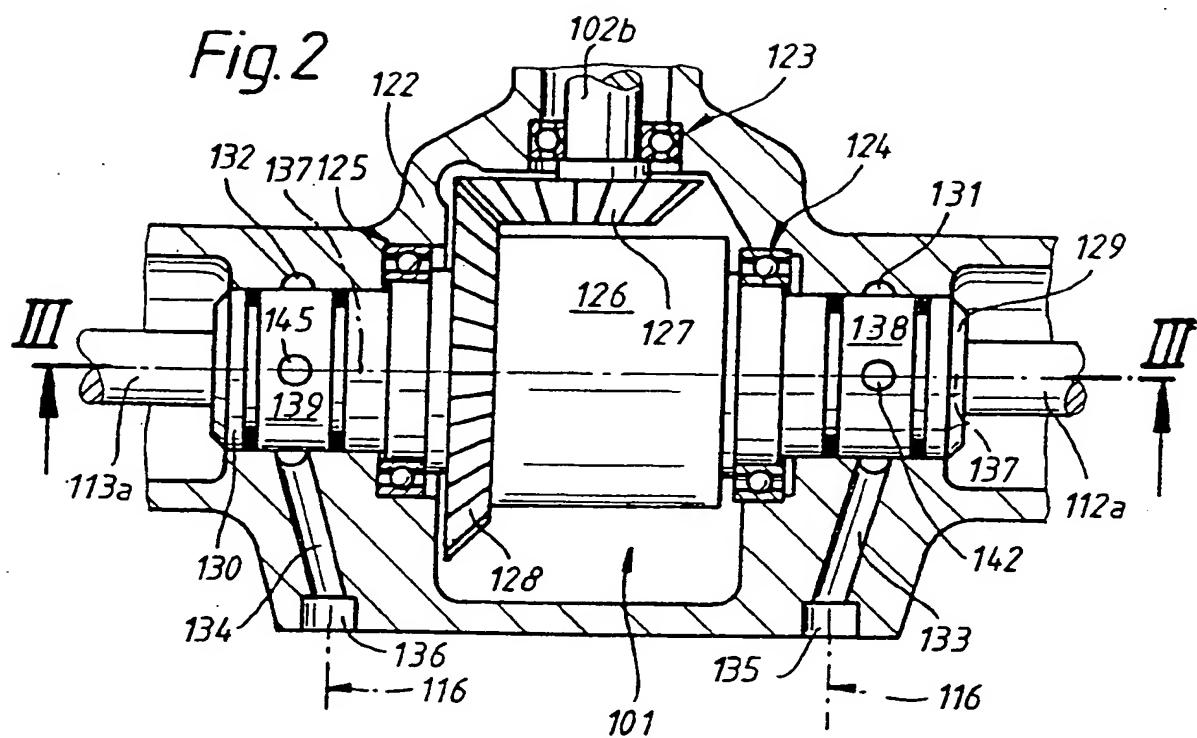


Fig. 3

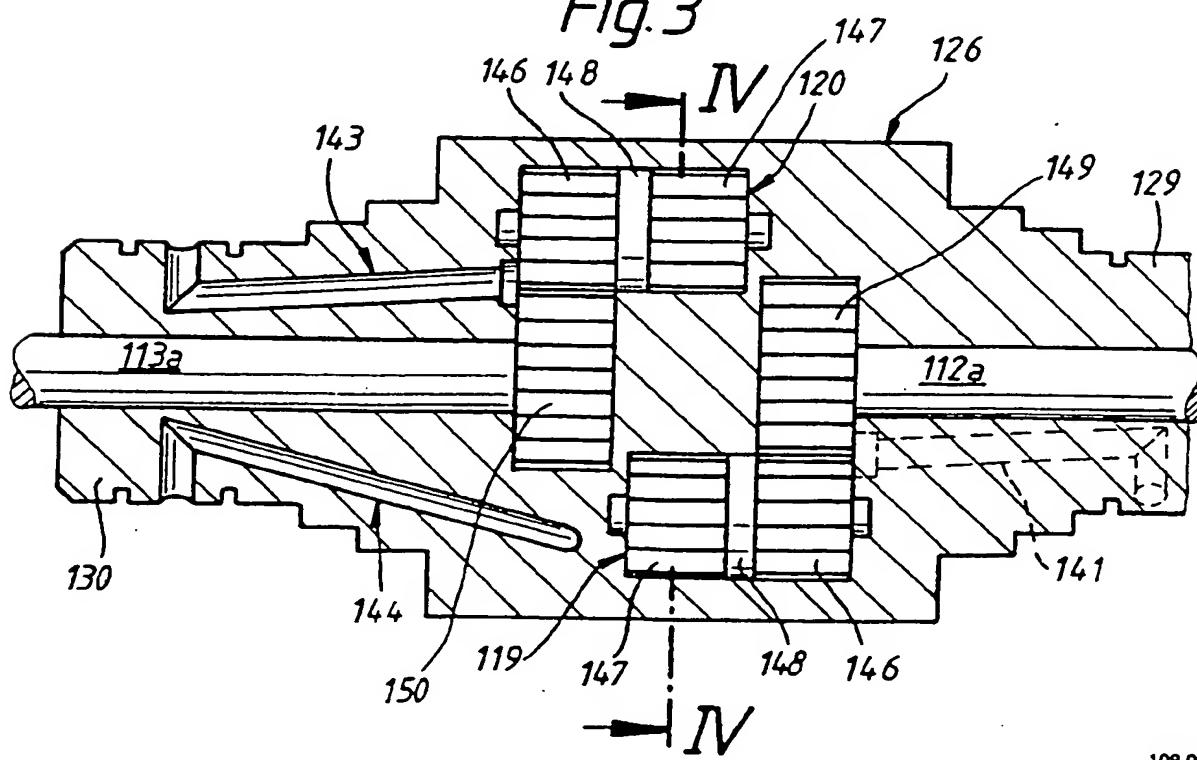


Fig. 4

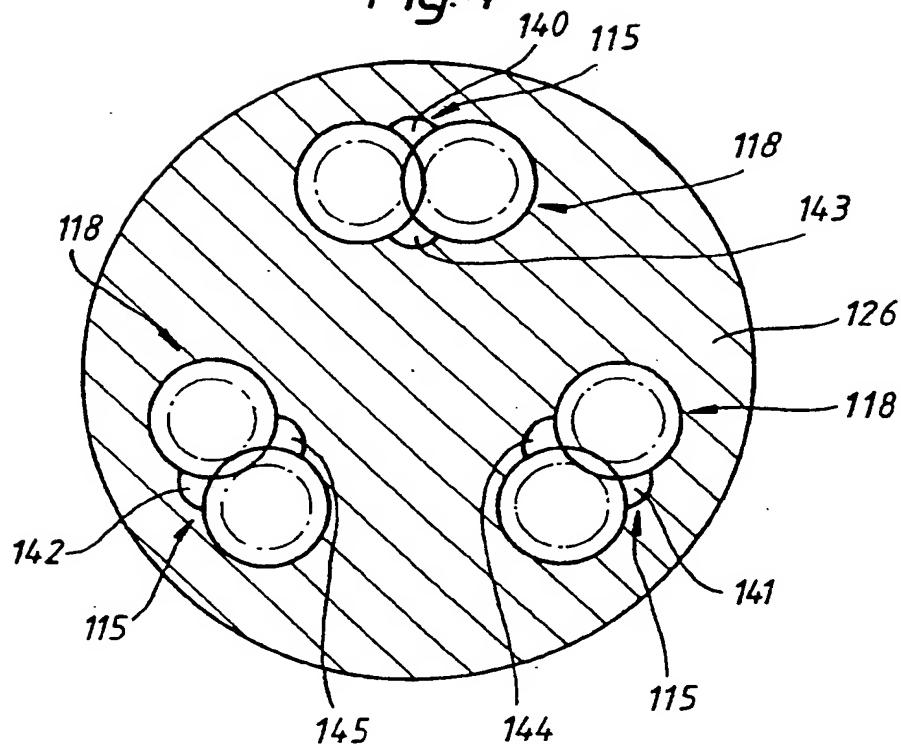


Fig. 5

